



[B] (11) **KUULUTUSJULKAIKU
UTLÄGGNINGSSKRIFT 54018**

C Patentti viranomisy 11.07.1973
(45) Patent meddelat

(51) Kv.Ik.*/Int.Cl.* **F 15 B 15/18**

**SUOMI-FINLAND
(FI)**

**Patentti- ja rekisterihallitus
Patent- och registerstyrelsen**

(21) Patentihakemus — Patentansöknings	763330
(22) Hakemispäivä — Ansökningsdag	19.11.76
(23) Alkupäivä — Giltighetsdag	19.11.76
(41) Tullut julkiseksi — Blivit offentlig	20.05.78
(44) Nämävärskipanen ja kuuljulkaisun pvm. — Ansökan utlagd och utl.skriften publicerad	31.05.78
(32)(33)(31) Pyydetty etuoikeus — Begärd prioritet	

(71) Rauma-Repola Oy, Helsinki, Suomi-Finland(FI); Lokomon Tehtaat, PL 306-307, 33101 Tampere 10, Suomi-Finland(FI)
(72) Esko Kosonen, Mäkipääkatu 30 F 151, 33500 Tampere 50, Suomi-Finland(FI)
(74) Ruska & Co
(54) Kuormituskompensoitu hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä - Belastnings-kompenserad hydrostatisk effekttransmissionsanordning

Tämän keksinnön kohteena on kuormituskompensoitu hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä, jossa käyttömoottori, kuten esimerkiksi polttomoottori, käyttää yhtä tai useampaa sopivimmin säätötilavuuksista hydraulipumppua ja että kukaan hydraulipumppu on kytketty omaan hydraulipiiriin syöttämään siinä paineväliainetta ko. piiriin kytkettyjen hydraulisten käyttö- ja toimilaitteiden liikkeiden aikaan- saamiseksi ja että paineväliaineen kulkua kussakin mainituista hydraulipiireistä hydraulisille käyttö- ja toimilaitteille objataan hydraulisesti ohjatun suunta- venttiiliryhmän avulla ja että kuhunkin hydraulipiiriin kuuluu lisäksi sopivimmin hydraulipumpun ja suuntaventtiiliryhmän väliseen paineväliaineen päävirtauslinjaan sovitettu piirin maksimipaineen rajoittava paineenrajoitusventtiili ja että normaalikäyttötilanteessa kukaan säätötilavuuksinen hydraulipumppu on sovitettu toimimaan maksimisäätökulmallaan eikä suurimmailla säätötilavuuksarvoillaan käyttömoottorin kierrosluvun ollessa mahdollisimman alhainen.

Nykyisin käytössä olevissa hydrostaattisissa tehonsiirtojärjestelmissä järjestelmän hyötytuhde on varsin alhainen ja järjestelmän käyttömoottorin kierrosluvun säätö tapahtuu joko manuaalisesti tai vakiokierroslukusäättäjällä.

Tämän keksinnön tarkoituksena on aikaansaada hallinnollisesti helppo hydraulinen kokonaisjärjestelmä, jolla täytetään työturvallisuuden ja ergonomian vaatimukset enintä pienemmin teohäviöin ja joka on sovitettavissa hydraulisiin työkoneisiin.

Keksinnön mukaiselle hydrostaattiselle tehonsiirtojärjestelmälle on pääasiassa se, että yhden tai useamman käyttö- tai toimilaitteen kuormitustilanteen vaatiessa ohjausimpulssilla määritetyn liikkeen kuormituksesta ja/tai liikenopeudesta johtuen korkeampaa paineväliaineen painetta ja/tai suurempaa paineväliaineen tuottoa kuin kyseessä olevassa hydraulilirissä on, avautuu tällaista hydraulista käyttö- tai toimilaitetta vastaavasta suuntaventtiilistä yhteys — venttiilin ohjauspaineen saavutettua tai ylitettyä sillä tarkoitusta varten säädetyn tai asetetun määrätyyn arvon — venttiilin painelinjasta tai -kanavasta hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän käyttömoottorin kierroslukua säättävän elimen toimintaa tai asentoa ohjaavaan hydrauliseen ohjauselimeen tai toimilaitteeseen johtavaan tehontarvelinjaan, jolloin järjestelmä itse automaattisesti syntyneen kuormitustilanteen seurauksena lähetetään mainittua tehontarvelinjaan pitkin tehotaseimpulssin aikaansaamaan mainitun hydraulisen ohjauselimen tai toimilaitteen ja käyttömoottorin kierroslukua säättävän elimen välityksellä käyttömoottorin kierrosluvun säättämisen tarvittavan suuruiseksi ja että monipumppuisessa hydrostaattisessa tehonsiirtojärjestelmässä käyttömoottorin kierrosluku on sovitettu määrätyymään sen pumppupiirin mukaan, jossa hydraulipumppulta vaaditaan suurinta kierroslukua ja jolloin järjestelmän muiden pumppujen liikatuotto estetään pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla.

Järjestelmälle on siis ominaista se, että ohjausimpulssi kohdistetaan toimilaitteen suuntaventtiiliin, missä tapahtuu vertailu halutun ja tapahtuvan liiketilan välillä. Mikäli näillä on eroa, läheee suuntaventtiilistä tehotaseimpulssilinjaan pitkin ohjausimpulssi käyttömoottorille, esimerkiksi diesalmoottorin ruiskupumppuun, joka säättää moottorin kierrosluvun tarvittavan suuruiseksi.

Järjestelmään liittyvät hydraulipumput ovat säätöpumppuja, jotka normaalistikäyttötilanteessa toimivat maksimisäätkulmilla, jolloin käyttömoottorin kierrosluvut ovat mahdollisimman alhaiset. Pumppujen säätöläitteisiin liittyy hydraulinen maksimitehonsäätköysikkö, jolla estetään käyttömoottorin väentömomentin ylikuormitus. Säätöläitteisiin liittyy myös hydraulilikan maksimipaineen rajoitus. Tämän lisäksi pumppuilla on säätkulman säätö tehotaseimpulssin perusteella. Tätä säätöä käytetään pienentämään tuottoa, mikäli käyttökielosluku on hetkellisesti liian suuri tai järjestelmässä on useita pumppuja. Monipumppujärjestelmässä käyttömoottorin kierrosluku määräytyy sen pumppupiirin mukaan, joka vaatii suurimmat kierrokset. Toisten pumppujen liikatuotto estetään pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla. Tällöin yksittäisen pumpun vaatima korkea kierrosluku ei aiheuta liikatuottoa eikä teohäviötä muissa pumppuissa.

Keksinnön mukaisessa järjestelmässä hyötytuhde nousee huomattavasti nykyisten järjestelmien hyötytuhdearvoista ja lisäksi käyttömoottorin energiatase paranee oikeiden kierroslukujen johdosta. Kun käyttömoottorina on polttomoottori niin sen

käyttötilanteessa esintyvät normaalialtaa alhaisemmat kierrosluvut laskavat huomattavasti melutasoa etenkin meluannosmittauksilla tarkasteltuna.

Keksinnön mukaisen järjestelmän ergonomisena etuna voidaan pitää ohjauslaitteiden keveyden lisäksi sitä, että yhtäaikaiset säädöt ovat toisistaan riippumattomia. Nykyisinhän käyttäjä joutuu seuraamaan 4 - 5 erillisen toisiinsa vaikuttavan säätötilanteen aiheuttamaa lopputulosta ja jatkuvasti korjaamaan yksittäisiä säätöimpulseja kuormitustilanteen muuttuessa. Keksinnön mukaisen järjestelmän hydrostaattinen tehonsiirtolaitteisto tekee sen, mitä siltä vaaditaan ilman että käyttäjä alituisesti tarkistaisi onko haluttu tilanne toteutunut.

Keksintö käy läheemmille selville seuraavasta selityksestä ja oheisista pilrustuksista, joissa,

kuva 1 esittää keksinnön mukaisen kuormituskompensoidun hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän kytkentäkaaviota,

kuva 2 esittää kaaviona järjestelmän pääkomponenttien välisiä säätövaikutuksia, kuva 3 esittää kaaviona hydraulisesti esiohjattua suuntaventtiiliryhmää varustettuna tehonsäätölinjalla ja

kuva 4 esittää kuvion 3 suuntaventtiiliryhmän yksittäisen suuntaventtiilin yhden liikesuunnan vastaventtiilit toimintakuvana.

Koska keksinnön mukaisen kuormituskompensoidun hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän varsin olennaisen osan muodostaa määrätyn tyyppiset tarkoitukseen soveltuvat suuntaventtiilit, on aluksi syttää selostaa erään tällaisen venttiilin rakenneperiaatetta.

Suuntaventtiili koostuu, kuten kuviosta 3 voidaan havaita, kahdesta keskenään identtisestä toimintayksiköstä, joilla alkaansaadaan esim. kaksitoimisen sylinterimäntälaitteen männän liikkeet kumpaankin suuntaan, toisella yksiköllä toiseen suuntaan ja toisella päinvastaiseen suuntaan. Kuviossa 4 on kysymys nimenomaan tällaisen suuntaventtiilin toimintayksikön rakenneperiaatteesta. Toimintayksikköön kuuluu kaksi holkein ohjattua karaa 1 ja 2, kummankin karan 1. ja 2 pilrustuksessa vasemmalla olevaa päättä rajoittavat tilat 7 ja 8 ovat liitännöjen 9 ja 10 kautta yhteydessä tankkilinjaan. Karan 1 pilrustuksessa oikeaa päättä rajoittava tila 11 on sovitettu yhdistettäväksi ohjauspainelinjaan. Karan 2 pilrustuksessa oikeaa päättä rajoittava tila 12 on yhteydessä siirtokanavan 13 välityksellä karaa 1 ohjavaan reikäporaukseen muodostettuun rengastilaan 14 ja sen kautta edelleen karan 1 asennosta riippuen, joko karan 1 sisällä kulkevaan kanavalinjaan 15 pitkin tilaan 7 ja siitä tankkilinjaan tai rengastilasta 14 suoraan karan 1 ohjauspainetilaan 11. Karan 1 keskikohta 16 on, kuten kuviosta 4 käy selville karan 1 kapein kohta ja tälle kohdalle karan 1 ympärille avautuu kanava 4. Kanavasta 4 pilrustuksessa vasemmalle sijaitsee kanava 3 ja kanavien 3 ja 4 välillä venttiilin rungossa sijaitsee istukkaholki 17. Istukkaholkin 17 istukkapinnan kanssa yhdessä toimivana

elimenä on karaan 1 muodostettu sivuille pään ulkoneva rengaslaippa 18. Karan 1 piirustuksessa vasemman puoleinen pää 19 on ohjattu väliholkilla 20 ja karan 1 ympärille väliholkin 20 ja karan 1 rengaslaipan 18 välille on sovitettu kierrejousi 21, joka pyrkii painamaan karaa 1 kohti ohjauspainetilaa 11 ja siis piirustuksessa oikealle. Venttiilin paineenrajoitusosan muodostaa holkki 22, joka tässä konstruktiovaihtoehdossa on paineenalennuskaran 1 ja väliholkin 20 pääillä. Paineenrajoitusholkkia 22 painaa (piirustuksessa oikealle) virtausta sulkevaan asemaan sen ympärille sovitettu kierrejousi 23. Paineenrajoitusholkin 22 sisähalkaisija on oikeanpuoleisesta päästään suurempi kuin siltä osalta holkkia 22, joka vastaa väliholkin 20 ulkopintaan siten, että syntyy rengaspinta 24, johon holkin 22, karan 1 ja istukan 17 rajoittaman vältilan 25 paine pääsee vaikuttamaan paineenrajoitusventtiiliä avaavaan suutaan. Lisäksi paineenrajoitusosan holkki 22 on vältilan 25 kohdalta varustettu muotoillulla virtausurilla tai vastaavilla elimillä (ei käy selville piirustuksesta) siten, että vältilassa 25 vallitsevan paineen painaessa holkkia 22 auki-suuntaan syntyy vältilan 25 tietyllä paineella aina tietty vältilästä 25 kanavaan 3 johtava aukkopinta-ala, joka painearvon kanssa määritää virtausmäärään.

Karan 1 liitännän tai kanavan 4 yhteydessä olevat painepinnat ovat karalla 1 molempien suuntiin yhtäsuuret, joten kanavassa 4 vaikuttava paine ei vaikuta karan 1 liikkeisiin. Ohjauspainetta ja sen synnyttämää voimaa karan 1 pään painepinnalla vastustaa vältilan 25 paine painepinnalla, joka muodostuu vältilassa 25 karan 1 rengaslaipan 18 ja karan 1 pään 19 halkaisijoiden erosta.

Kara 1 on paineenalennuskara, jossa on neljä oleellista painepinta-alaa:

A1 = ohjauspaineen painepinta, A2 = tankkipainepinta, A3 = vältilan painepinta, ja A4 = paluulinjan vastapaineen kompensaatiopainepinta.

Pinta-aliasuhde A1 : A3 määritää kuinka suuri paine määrätyy tietyllä ohjauspainearvolla vältilaan 25, mikäli ei huomioida paluulinjan 3 paineen kompensaatiota. Esimerkiksi pinta-aliasuhteella 4:1 vältilaan 25 syntyy ohjauspaineeseen, nähdien nelinkertainen paine. Mikäli tämä paine pyrkii kasvamaan, karan 1 voimatasapaino ajaa karan 1 ohjauspainetta vasten ja sulkee kanavan 4 ja vältilan 25 välisen yhteyden. Mikäli paluulinjassa 3 on painetta, vältilan 25 painearvoa on nostettava vastapaineen arvon verran, jotta paineenrajoitusventtiilille syntyi haluttu paine-ero. Tämä on järjestetty siten, että kanavasta 3 johtaa yhteyksana 26 karan 1 oikean puoleisen pään ympärillä olevan holkin 28 ja karan 1 väliseen rengastilaan 27. Holkki 28 on muodoltaan sellainen, että sen sisäpinnan 30 halkaisija rengastilan 27 vasemmalla puolella on suurempi kuin sen sisäpinnan 29 halkaisija rengastilan 27 oikealla puolella. Karan 1 halkaisijat rengastilan 27 molemmen puolin vastaavat holkin 28 pinta-ajan 30 ja 29 halkaisijoita, kuten kuviosta 4 käy selville. Näin karaan 1 rengastilassa 27 syntyy kompensaatiopinta A4, joka on

mitoitettu alaltaan yhtäsuureksi, kuin välitilan 25 painepinta A3. Tällöin välitilan 25 painearvo kasvaa paluulinjan 3 painearvon verran ja virtausmäärää säättävälle paineenrajoitusventtiilille syntyy ohjauspainetta vastaava paine-ero ja täten haluttu tilavuusvirta.

Karan 2 osalla järjestely vastaa hyvin paljon järjestelyä karan 1 osalla:

Karan 2 keskikohta 31 on kuten kuviosta 4 käy selville, karan 2 kapein kohta ja tälle kohdalle karan 2 ympärille avautuu kanava 6. Kanavasta 6 piirustuksessa vasemmalle sijaitsee kanava 5 ja kanavien 5 ja 6 välillä venttiilien rungossa sijaitsee istukkaholkki 32. Istukkaholkin 32 istukkapinnan kanssa yhdessä toimivana elimenä on karaan 2 muodostettu sivullepäin ulkoneva rengaslaippa 33. Karan 2 piirustuksessa vasemman puoleinen pää 34 on ohjattu väliholkilla 35 ja karan 2 ympärille väliholkin 35 ja karan 2 rengaslaipan 33 välille on sovitettu kierrejousi 36, joka pyrkii painamaan karaa 2 kohti karan 2 päättä rajoittavaa tilaa 12 ja siis kuvassa oikealle. Venttiilin paineenrajoitusosan muodostaa holkki 37, joka on paineenalennuskaran 2 ja väliholkin 35 pääillä. Paineenrajoitusholkia 37 painaa (piirustuksessa oikealle) virtausta sulkevaan asemaan sen ympärille sovitettu kierrejousi 38. Paineenrajoitusholkin 37 sisähalkaisija on oikeanpuoleisesta päästään suurempi kuin siltä osalta holkkia 37, joka vastaa väliholkin 35 ulkopintaan siten, että muodostuu rengaspinta 39, johon holkin 37, karan 2 ja istukan 32 rajoittaman välitilan 40 paine pääsee vaikuttamaan paineenrajoitusventtiiliä avavaan suuntaan. Lisäksi paineenrajoitusosan holkki 37 on välitilan 40 kohdalta varustettu muotoillulla virtausurilla tai vastaavilla elimillä (ei käy selville piirustuksesta) siten, että välitilassa 40 vallitsevan paineen painaessa holkkia 37 aukisuntaan, syntyy välitilan 40 tiettyllä paineella aina tietty välitilasta 40 kanavaan 5 johtava tietty aukkopiinta-ala, joka painearvon kanssa määrittää virtausmäärän.

Karan 2 liltänpäin tai kanavan 6 yhteydessä olevat painepinnat ovat karalla 2 molempien suuntiin yhtäsuuret, joten kanavassa 6 vaikuttava paine ei vaikuta karan 2 liikkeisiin. Tilassa 12 olevaa painetta ja sen synnyttämää voimaa karan 2 pään painepinnalla vastustaa välitilan 40 paine painepinnalla, joka muodostuu välitilassa 40 karan 2 rengaslaipan 33 ja karan 2 pään 34 halkaisijoiden erosta.

Karan 1 yhteydessä esitetty painekompensaatiota vastaten on karan 2 yhteydessä järjestetty tilanne vastaavasti johtamalla yhteyskanaya 41 karan 2 oikean puoleisen pään ympärillä olevaan holkin 43 ja karan 2 väliiseen rengastilaan 42. Holkki 43 on muodoltaan sellainen, että sen sisäpinnan 45 halkaisija rengastilan 42 vasemmalla puolella on suurempi kuin sen sisäpinnan 44 halkaisija rengastilan 42 oikealla puolella. Karan 2 halkaisijat rengastilan 42 molemmen puolin vastaavat holkin 43 pintojen 45 ja 44 halkaisijoita kuten kuviosta 4 käy selville. Näin myös

karaan 2 rengastilassa 42 syntyy kompensaatiopinta, joka on mitoitettu pinta-alaltaan yhtäsuureksi kuin vältilan 40 painepinta. Tällöin vältilan 40 painearvo kasvaa paluulinjan 5 painearvon verran ja virtausmäärästä säättäväälle paineerajitusventtiilille syntyy ohjauspainetta vastaava paine-ero ja täten haluttu tilavuusvirta.

Karan 2 osalla lisäksi holkin 43 pinnan 45 osalle aukeaa kanava 46, johon on sovitettu vastaventtiili 47, joka sallii virtauksen karasta 2 poispäin, mutta estää virtauksen karaa 2 kohti. Kun tilassa 12 vallitseva paine on riittävä suuri siirtyy kara 2 vasemmalle ja siinä oleva rengastilan 42 osa siirtyy kanavan 46 kohdalle, jolloin avautuu yhteys kanavasta 5 yhteykskanavan 41 kautta kanavaan 46.

Suuntaventtiilin toimintaa selostetaan seuraavassa viittaamalla kuvioihin 3 ja 4. Kukin suuntaventtiili koostuu siis neljästä painekompensoidusta määränsäätöisestä vastaventtiilistä, jotka on kanavoitu yhteen kuvion 3 kaaviollisen esityksen mukaisesti.

Suuntaventtiilin päätehtävä on aikaansaada siihen liittyville toimilaitteille haluttu liikesuunta ja nopeus riippumatta siltä onko laitteeseen kohdistunut kuormitus positiivinen tai negatiivinen. Lisäksi hakemuksen mukaisessa suuntaventtiilissä on tehotaseimpulssilinja, jolla säädetään säätpumpulta tuleva toimilaitteeseen tarvittava öljymäärä. Toimintaselostuksen havainnollistamiseksi on venttiiliin liitetty sylinterimäntälaitte 48.

Haluttaessa sylinterimäntälaitteen 48 mänän 51 ja mänänvarren 52 liikkuvan vasemmalle ja siis paineöljyn virtaavan kanavasta 5 sylinterimäntälaitteen 48 tilaan 50 ja palaavan sylinterimäntälaitteen 48 tilasta 49 kanavan 4 kautta tankkilinjaan, kohdistetaan ohjauspaine vastaventtiilin karan 1 pähän ohjauspainetilaan 11, kuvioossa 3 linja 0B3. Mikäli kuormitus on negatiivinen eli kuorma itse aikanaa halutun liikkeen riittää, että tilan 11 ohjauspaine ainaa yhteyden kanavasta 4 kanavaan 3, jolloin painevälläaine poistuu sylinterimäntälaitteen 48 tilasta 49 kanavan 4 vältilan 25 ja kanavan 3 kautta tankkilinjaan. Sylinterimäntälaitteen 48 toisen puolen tilan 50 täytös tapahtuu tällöin imuventtiilin — vastaventtiilin, joka sallii vapaan virtauksen tankkilinjasta kanavaan 5, mutta estää virtauksen päävastaiseen suuntaan — kautta suoraan tankkilinjasta. Mikäli kuormitus on positiivinen eli kuorman voimavaikutus on vastakkainen halutulle liikesuunnalle ei tällöin vastaventtiilin karan 1 normaali avautumissiirros riitä, vaan ohjauspainetta on lisättävä, jolloin kara 1 siirtyy kunnes ohjauspaine tilasta 11 pääsee siirtokanavaan 13 ja sen kautta painepuolen vastaventtiilin karan 2 pähän rajoitettuvaan tilaan 12, jossa syntynyt paine avaa ko. vastaventtiilin, jolloin yhteys painekanavasta 6 kanavaan 5 avautuu. Mikäli tällöin pumppu ei tuota riittävästi painevällainetta, painepuolen vastaventtiilin kara 2 yliohjautuu ohjauspainetta edelleen lisättäessä, jolloin kara 2 siirtyy ohjauspaineen vaikutuksesta niin paljon,

että yhteys kanavasta 5 yhteyskanavan 41 kautta kanavaan 46 avautuu ja siis syntyy yhteys kanavasta 5 tehotaseimpulssilinjaan vastaventtiilin 47 kautta. Tehotaseimpulssilinjan avulla vaikutetaan säätöpumpun tuottoon siten, että pumpun tuottama öljymäärä on riittävä toimilaitteelle tai toimilaitteille.

Haluttaessa sylinterimäntälaitteen 48 mänänvarrelle 52 kuviossa 3 nuolella esitetty liikesuunta eli mänänvarren 52 työntyminen ulospäin, kohdistetaan suuntaventtiilin ohjauspaine kanavaan 0A3. Tällöin vastaventtiili VT yhdistää liikesuunnan edellätytäni poistopuolen eli mänänvarren 52 puoleisen tilan 50 tankkilinjaan. Vastaventtiili VT on määränsäätöinen, mikä tarkoittaa sitä, että sen läpi pääsee ohjauspaineeseen verrannollinen öljyvirta. Mikäli kuormitus on negatiivinen eli kuorma itse aikaansaava halutun liikkeen riittää, että vastaventtiili VT avautuu ja syntyy haluttu liike. Tällöin sylinterin 48 toisen puolen 49 täytös tapahtuu IMU-venttiilin läpi tankkilinjasta. Mikäli kuormitus on positiivinen, eikä haluttu liike synny yhdistämällä poistopuoli 50 tankkikanavaan, tapahtuu lisättävän ohjauspaineen vaikutuksesta vastaventtiilissä VT yliohjautumista, joka avaa täytöpuolen 49 kanavan pumpusta tulevaan painelinjaan venttiilin VP kautta. Tällöin siis ohjauspaine 0A3 avaa venttiilit VT ja VP ja IMU-venttiili pysyy suljettuna.

Mikäli pumppulinjassa ei ole riittävästi painetta tapahtuu venttiilissä VP yliohjautumista ohjauspaineen lisääntyessä, mistä seuraaksena sylinterin työntöpuolen 49 kanava B3 yhdistyy ns. tehotaseimpulssilinjaan, jolloin linjaan syntyy paine säättää pumppuuton riittäväksi aikaansaamaan halutun liikkeen.

Suuntaventtiilin tankkikanavaan liittyvät vastaventtiilit sisältävät virtausmäärää säättävän osan aina, kun taas painepuolen vastaventtiileissä tämä ei aina ole tarpeellista.

Siirtokanavan 13 kautta tapahtuva paineobjaus voidaan korvata myös mekaanisella järjestelyllä.

Seuraavassa selostetaan varsinaisesti tämän keksinnön kohteena olevaa kuormituskompensoitua hydrostaattista tehonsiirtojärjestelmää. Tässä yhteydessä kuormituskompensoidulla hydrostaattisella tehonsiirtojärjestelmällä tarkoitetaan järjestelmää, missä ohjausimpulssilla määritetään hydrauliseen toimilaitteeseen haluttu liikesuunta ja liikenopeus ja jossa järjestelmä itse kuormitustilanteen perusteella säättää käyttömoottorin tehon ja kierrosluvun.

Järjestelmän hydraulikaavio on esitetty kuviossa 1 sellaisena soveltuksena, jossa dieselmoottori 53 pyörittää kahta säätötilavuksista hydraulipumppua 54 ja 55. Toimilaitteet 68 ja 69 pitävät pumppujen 54 ja 55 säätkulman normaalikäyttötilanteessa maksimisäätkulma-asennossa ja dieselmoottori käy toisaalta mahdollisimman alhaisella kierrosluvulla. Pumput 54 ja 55 kierrättävät paineöljyä hydraulipiireissä normaalitilanteissa hydraulisesti ohjattuien suuntaventtiilien 70 ja 71 läpi.

samoin toimilaitteiden 68 ja 69 läpi sekä kuristuskohtien 72 ja 73 ohi virtauskanavan 74 kautta tankkiin 75, josta pumput 54 ja 55 taas imievät paineöljyä. Hydraulipiireistä johtavat päävirtauslinjat 60 ja 61 suuntaventtiiliryhmille 56 ja 57 kuvion 1 mukaisesti, jolloin kummassakin piirissä piirin kuuluvan suuntaventtiiliryhmän venttiilien 58 ja 59 avulla on säädettävissä paineöljyn virtaus päävirtauslinjoista 60 ja 61 järjestelmään liitettyihin toimilaitteisiin aikaansaamaan niissä venttiilin 58, 59 ohjausimpulssilla määritetyn toimilaitteen liiksuunnan ja liikenopeuden.

Keksinnön mukaiselle kuormituskompensoidulle hydrostaattiselle tehonsiirtojärjestelmälle on ominaista se, että ohjausimpulssi kohdistetaan toimilaitteen suuntaventtiiliin 58, 59, missä tapahtuu vertailu balutun ja tapahtuvan liiketilan välillä. Mikäli näillä on eroa lähee suuntaventtiilistä 58 ja/tai 59 ohjausimpulssi tehotaseimpulssilinjaa 66 ja/tai 67 pitkin toimilaitteeseen 65, joka säätöelimen 64, kuten esimerkiksi dieselmoottorin ruiskutuspumpun avulla säättää käyttömoottorin 53 kierrosluvun kuormitustilannetta vastaavaksi. Järjestelmä säättää siis itse automaattisesti kuormitustilanteen perusteella ensisijaisesti käyttömoottorin kierrosluvun tehotaseimpulssilinjan 66 ja/tai 67 avulla kuormitustilannetta vastaavaksi. Tehontarvelinjojen 66 ja 67 ja tankin välillä on kuristuskohta 76. Lisäksi kummassakin linjassa 66 ja 67 on vastaventtiili 77 ja 78, jotka sallivat tehontarvelinjoissa 66 ja 67 paineöljyn virtauksen ainoastaan suuntaventtiiliryhmistä 56 ja 57 toimilaitteeseen 65 pän.

Pumppujen 54 ja 55 säätölaiteisiin liittyy myös hydraulinen maksimitehonsäätö- yksikkö, jolla estetään käyttömoottorin 53 väentömomentin ylikuormitus. Säätölaiteisiin liittyy niinkään hydraulilikan maksimipaineen rajoitus. Tätä tarkoitus- ta varten on päävirtauslinjoihin 60 ja 61 sovitettu paineenrajoitusventtiilit 62 ja 63, jotka kuvion 3 hydraulikaaviossa esille kävällä tavalla on kytketty säätämään pumppujen 54 ja 55 toimilaitteelta 68 ja 69. Jos esimerkiksi kuvion 1 hydraulijärjestelmän ylempänä sijaitsevassa piirissä pumpun 54 tuotto on liian suuri ja paine piirissä kohoaa paineenrajoitusventtiilin 62 maksimipaineearvoon, avautuu venttiili 62 ja päästää paineöljyvirtauksen päävirtauslinjasta 60 lävitseen. Venttiili 62 ja kuristuskohdan 72 välisessä linjassa tällöin paine kohoaa ja toimilaitte 68 pienentää pumpun 54 säätökulmaa siten, että pumpun 54 tuotto pienenee.

Edellä selostetun lisäksi pumppuilla 54 ja 55 on myös säätökulman säätö tehotaseimpulssin perusteella. Tätä säätöä käytetään pienentämään tuottoa mikäli käyttö- kierrosluku on hetkellisesti liian suuri tai järjestelmässä on useita pumppuja, jolloin siis muiden pumppujen liikatuotto estetään mainitun pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla.

Keksintö ei luonnollisesti ole rajoitettu ainoastaan edellä esitettyyn sovellustesimerkkiin, vaan voi monin tavoin vaihdella patenttivaatimuksen pultteissa.

Patenttiavaatimus

Kuormituskompensoitu hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä, jossa käyttömoottori (53), kuten esimerkiksi polttomoottori, käyttää yhtä tai useampaa sopivimmin säätötilavuuksista hydraulipumppua (54, 55) ja että kukin hydraulipumppu (54, 55) on kytketty omaan hydraulipiiriin syöttämään siinä paineväliainetta ko. piiriin kytkettyjen hydraulisten käyttö- tai toimilaitteiden liikkeiden aikaansaamiseksi ja että paineväliaineen kulkua kussakin mainituista hydraulipiireistä hydraulisille käyttö- tai toimilaitteille ohjataan hydraulisesti ohjatun suuntaventtiiliiryhmän (56, 57) avulla ja että kuhunkin hydraulipiiriin kuuluu lisäksi sopivimmin hydraulipumpun (54, 55) ja suuntaventtiiliiryhmän (56, 57) väliseen paineväliaineen päävirtauslinjaan (60, 61) sovitettu piirin maksimipaineen rajoittava paineenrajoitusventtiili (62, 63) ja että normaalikäyttötilanteessa kukin säätötilavuuksinen hydraulipumppu (54, 55) on sovitettu toimimaan maksimisäätkulmaltaan eli suurimmalla säätötilavuusarvollaan käyttömoottorin (53) kierrosluvun ollessa mahdollisimman alhainen, tunnettu siltä, että yhdessä tai useamman käyttö- tai toimilaitteen kuormitustilanteen vaatiessa ohjausimpulssilla määritetyyn liikkeen kuormituksesta ja/tai liikenopeudesta johtuen korkeampaa paineväliaineen painetta ja/tai suurempaa paineväliaineen tuottoa kuin kyseessä olevassa hydraulipiirissä on, avautuu tälläistä hydraulista käyttö- tai toimilaitetta vastaavasta suuntaventtiilistä (58, 59) yhteyks — venttiiliin (58, 59) ohjauspaineen saavutettua tai ylitettyä sillä tarkoitusta varten säädetyn tai asetetun määrätyyn arvon — venttiiliin (58, 59) painelinjasta tai -kanavasta hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän käyttömoottorin (53) kierroslukua säättävän elimen (64) toimintaa tai asentoa ohjaavaan hydrauliseen ohjauselimeen tai toimilaitteeseen (65) johtavaan tehontarvelinjaan (66, 67), jolloin järjestelmä itse automaattisesti syntyneen kuormitustilanteen seurauksena lähettää mainittua tehontarvelinjaan (66, 67) pitkin tehotaseimpulssin aikaansaamaan mainitun hydraulisen ohjauselimen tai toimilaitteen (65) ja käyttömoottorin (53) kierroslukua säättävän elimen (64) välttyksellä käyttömoottorin (53) kierrosluvun säättämisen tarvittavan suuruiseksi ja että monipumppulissä hydrostaattisessa tehonsiirtojärjestelmässä käyttömoottorin (53) kierrosluku on sovitettu määräytymään sen pumppupiirin mukaan, jossa hydraulipumpulta (54, 55) vaaditaan suurinta kierroslukua ja jolloin järjestelmän muiden pumppujen (54, 55) liikatuotto estetään pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla.

Patentkrav

Belastningskompenserat hydrostatiskt effektöverföringssystem, där en drivmotor, t.ex. en förbränningssmotor, driver en eller flera volymreglerade hydraulpumpar (54, 55) och att varje hydraulpump (54, 55) är kopplad till egen hydraulkrets, för att här mata tryckmedium och åstadkomma de till respektive krets kopplade hydrauliska drivanordningarnas eller mekanismernas rörelser och att tryckmediets gång i envar av de nämnda hydraulkretsarna till de hydrauliska drivanordningarna eller mekanismerna styres med hjälp av en hydrauliskt styrd riktventilgrupp (56, 57) och att till varje hydraulkrets dessutom hör en lämpligen mellan hydraulpumpen (54, 55) och riktventilgruppen (56, 57) belägen, i huvudströmningslinjen (60, 61) för tryckmedium anordnad tryckbegränsningsventil (62, 63) för begränsning av kretsens maximetryck och att i normaldriftssituation varje volymreglerad hydraulpump (54, 55) är anordnad att funktionera med sin maximala regleringsvinkel, d.v.s. högsta reglervolymvärdet, medan drivmotorns (53) omloppstal är möjligast lågt, k n n e c k n a t därav, att när en eller flera drivanordningars eller mekanismers belastningssituation på grund av den med styrimpuls bestämda rörelsens belastning och/eller rörelsehastighet kräver högre tryck hos tryckmediet och/eller större tillflöde av tryckmedium än vad som förekommer i ifrågavarande hydraulkrets, öppnar sig från en mot dylik hydraulisk drivanordning eller mekanism svarande riktventil (58, 59) förbindelse --- när ventilens (58, 59) styrtryck uppnått eller överstigit ett för denna bestämt för ändamålet reglerat eller inställt värde --- från ventilens (58, 59) trycklinje eller -kanal till en effektbehovslinje (66, 67), som leder till det hydrauliska styrorganet eller mekanism (65) som styr funktionen eller ställningen hos det drivmotorns (53) omloppstal reglerande organet (64) i det hydrostatiska effektöverföringssystemet, varvid systemet själv automatiskt som följd av den uppkomna belastningssituationen sänder utmed nämnda effektbehovslinje (66, 67) en effektbalansimpuls, för att genom förmedling av nämnda hydrauliska styrorgan eller mekanism (65) och det drivmotorns (53) omloppstal reglerande organet (64) åstadkomma erforderligt stor reglering av drivmotorns (53) omloppstal och att i ett hydrostatiskt effektöverföringssystem med flera pumpar drivmotorns (53) omloppstal anordnats att bestämmas enligt den pumpkrets, i vilken av hydraulpumpen (54, 55) kräves största omloppstal och varvid överskottseffekt hos övriga pumpar (54, 55) förhindras med hjälp av effektbalansimpulsreglering av varje pump.

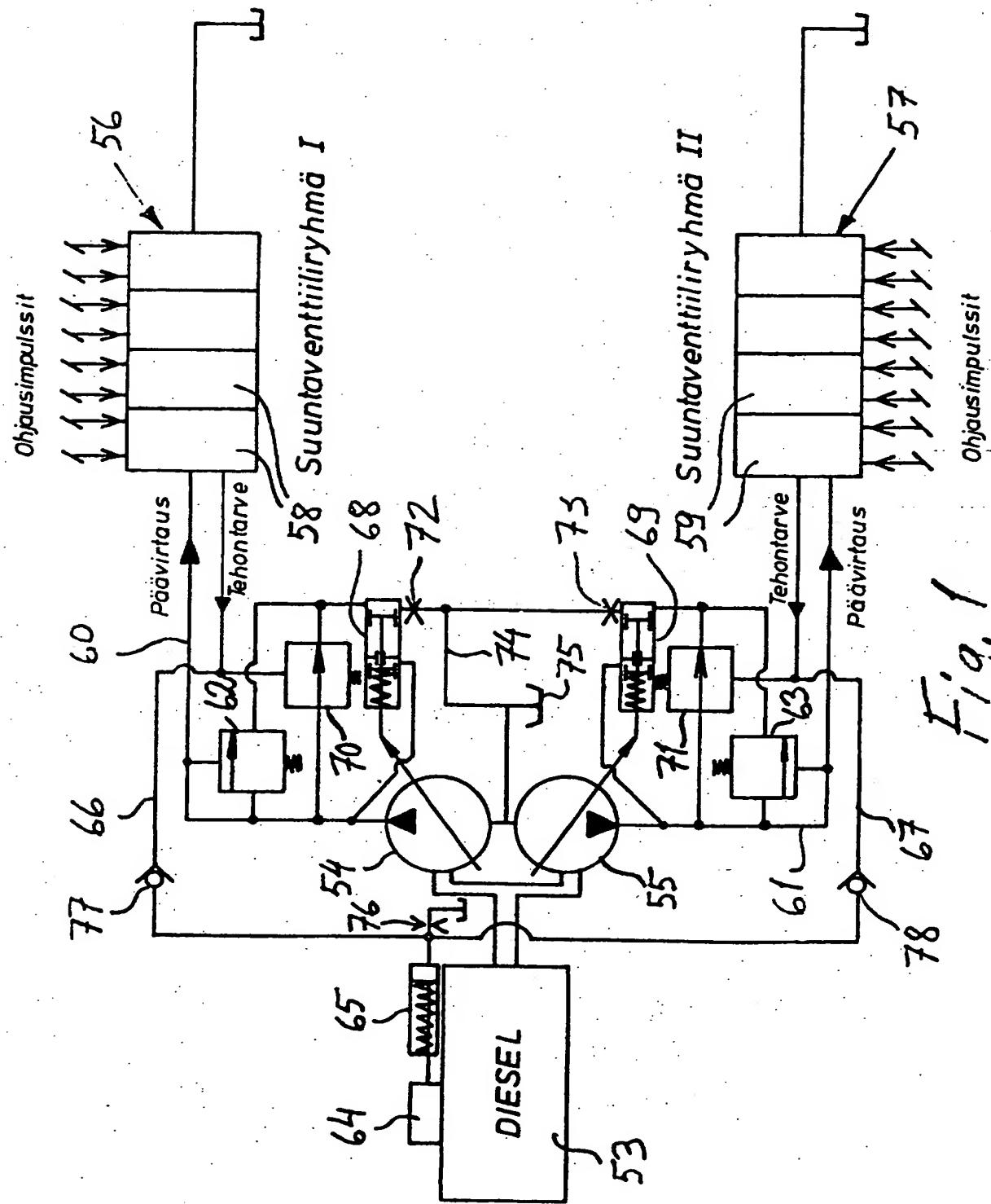


Fig. 1

54018

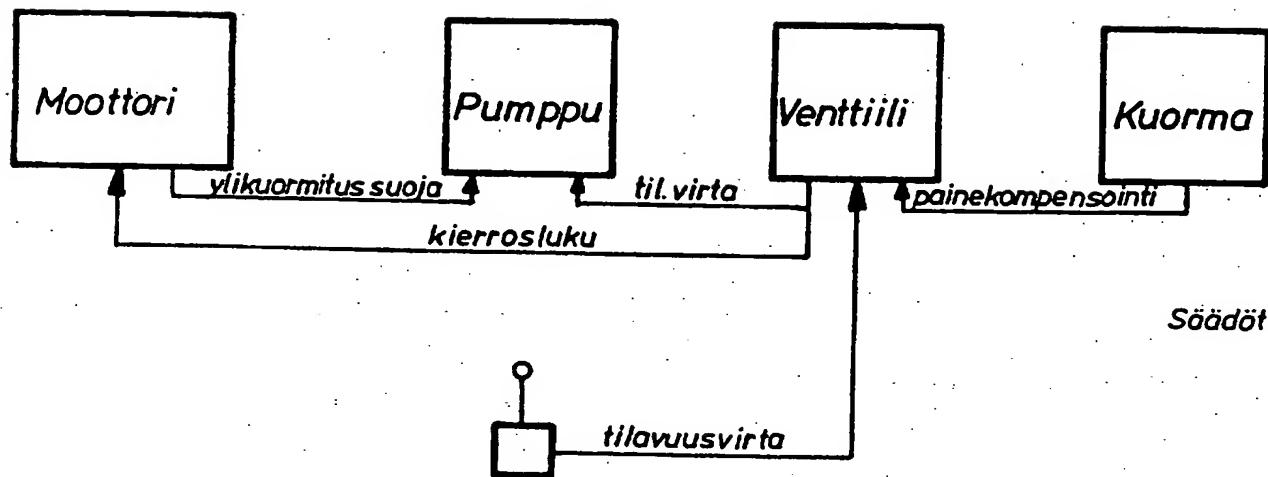
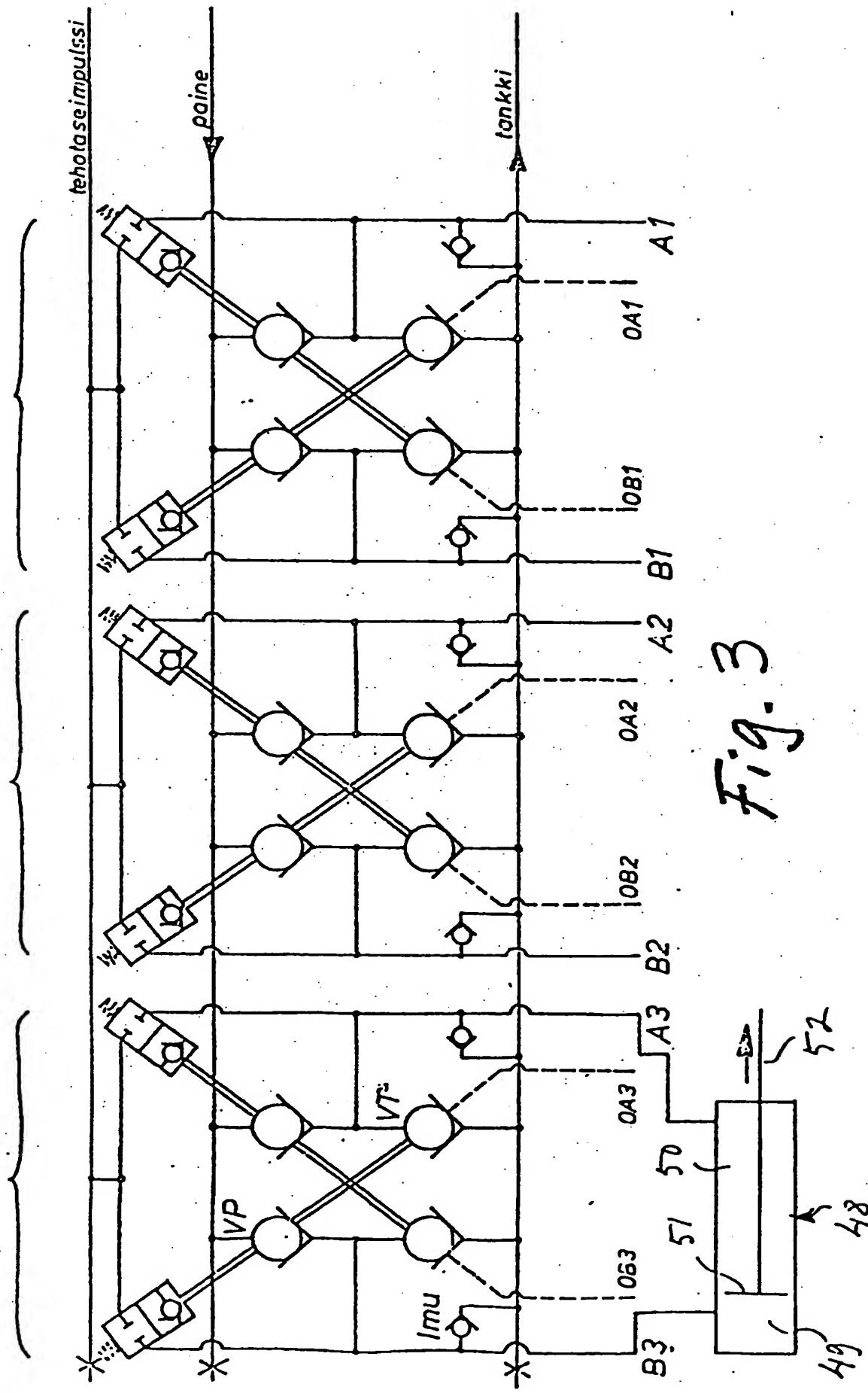


Fig. 2

Suuntaventtiili 1.
Suuntaventtiili 2.
Suuntaventtiili 3.



54018

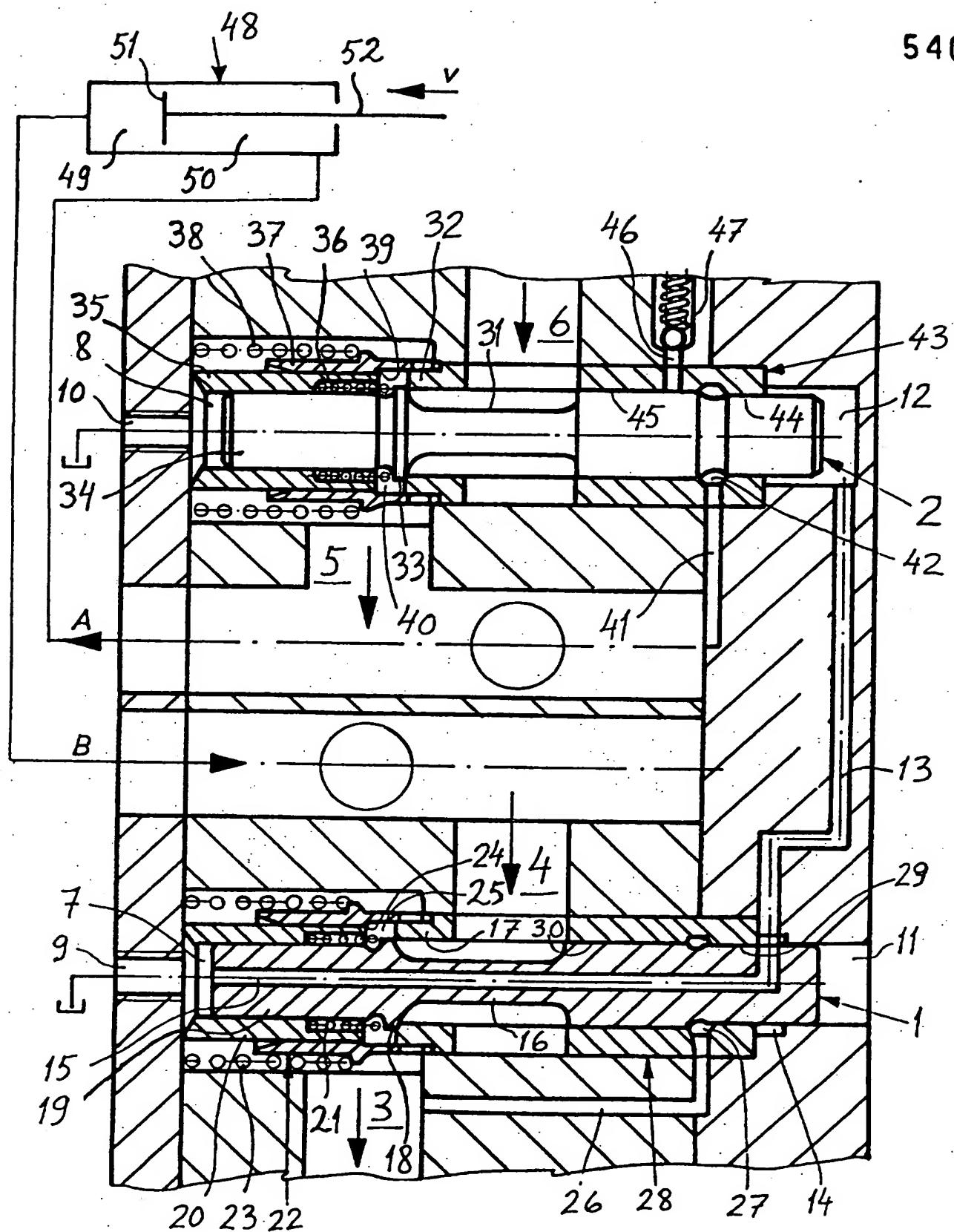


Fig. 4